



TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

Fakulta strojní

KATEDRA TEXTILNÍCH A JEDNOÚČELOVÝCH STROJŮ

2012

PHAM DUC CHIEN

Studijní program B2341- Strojírenství

Stavba strojů

Návrh spojky pohonu revolveru navíjecího automatu

Drive design of the winding machine

KST-B026

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Jozef Kaniok, Ph.D.

Konzultant bakalářské práce:

Ing. Jaroslav Kopal, CSc.

Rosah práce a příloh:

Počet stran: 44

Počet tabulek: 5

Počet obrázků: 34

Počet příloh: 23

ANOTACE

Bakalářská práce se zabývá alternativním řešením spojky pro model navíjecího automatu na samonosné náviny. Rešeršní část práce popisuje možné druhy spojek. Hlavní část práce navrhuje varianty řešení a výběr spojky, která je konstrukčně zpracována a pro kterou byly provedeny výpočty.

Klíčová slova

Spojka, výsuvný mechanismus, zubová spojka, ovládací zařízení, lineární pohon, trubková spojka.

Annotation

This thesis deals with an alternative model of the couple solution for the automatic self-supporting winding reel. The search part describes the possible types of couplings. The main part proposes solutions and choice of couple, which is designed and for it calculations were performed.

Key words

Clutch, sliding mechanism, gear coupling, control devices, linear actuator, pipe coupling.

PROHLÁŠENÍ

Byl jsem seznámen s tím, že na mou bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. O právu autorském, zejména §60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé diplomové práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li bakalářskou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Bakalářskou práci jsem vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím bakalářské práce a konzultantem.

Datum:

Podpis:

DECLARATION

I have been notified of the fact that Copyright Act No. 121/2000 Coll. Applies to my thesis in full, in particular Section 60, School Work.

I note that the Technical University of Liberec does not interfere in my copyright by using my thesis for the internal purposes of TUL.

If I use my thesis or grant a licence for its use, I am aware of the fact that I must inform TUL of this fact; in this case TUL has the right to seek that I pay the expenses invested in the creation of my thesis to the full amount.

I compiled the thesis on my own with the use of the acknowledged sources and on the basis of consultation with the head of the thesis and a consultant.

Date:

Signature:

PODĚKOVÁNÍ

Mé poděkování patří především vedoucímu mé bakalářské práce
Ing. Josefovi Kaniokovi, Ph.D, za jeho cenné rady a neskonalou trpělivost,
kterou se mnou při tvorbě práce měl.

Dále chci poděkovat své rodině za podporu při mých studiích.

Všem moc děkuji.

Obsah

Seznam použitých zkratk a symbolů	8
1 Úvod.....	9
2 Možné typy spojek.....	10
2.1 Magnetická spojka.....	10
2.2 Zubové spojky	12
2.2.1 Spojka axiální ozubcová.....	12
2.2.2 Čelní zubová spojka	13
2.3 Třecí spojky.....	14
2.3.1 Třecí spojka kotoučová	15
2.3.2 Kuželová třecí spojka	15
3 Ovládací zařízení pro zapínání a vypínání spojek	16
3.1 Elektrický lineární pohon	16
3.2 Hydraulický pohon	17
3.3 Pneumatický pohon	19
4 Cíl bakalářské práce	22
4.1 Popis současného stavu	24
4.2 Návrh variant řešení	25
4.2.1 Radiálně nasouvací zubová spojka.....	25
4.2.2 Ozubené mechanismy.....	27
4.2.3 Axiální zubová spojka s výsuvním mechanismem.....	28
4.3 Výpočet a konstrukce výsuvného mechanismu	30
4.3.1 Vstupní údaje.....	30
4.3.2 Schéma spojky.....	30

4.3.3	Návrh a výpočet jednotlivých částí	31
4.3.3.1	Návrh a výpočet drážkovaného hřídele	31
4.3.3.2	Návrh a výpočet výsuvné spojky.....	33
4.3.3.3	Návrh ovládacího zařízení a přesouvací páky	35
4.3.3.3.1	Přesouvací páka	35
4.3.3.3.2	Ovládací zařízení	36
4.3.3.4	Mechanické spojení mezi hřídelem motoru a drážkováním hřídelem	37
4.3.3.4.1	Trubková spojka pro polohu k navíjení.....	37
4.3.3.4.2	Trubková spojka pro polohu k lisování a sušení	40
5	Závěr.....	43
	Seznam použité literatury.....	44

Seznam použitých zkratk a symbolů

Oznažení	Název	Jednotka
A	velký průměr magnetické spojky	[mm]
B	malý průměr magnetické spojky	[mm]
C	maximální vrtání	[mm]
D	tlouška magnetické spojky	[mm]
E	tlouška	[mm]
G	vzduchová mezera	[mm]
R1	malý poloměr třecí spojky	[mm]
R2	velký poloměr třecí spojky	[mm]
Rs	třední poloměr třecí spojky	[mm]
b	tloušťka třecí spojky	[mm]
α	třecí úhel	[°]
d1	malý průměr drážkového hřídele	[mm]
d2	velký průměr drážkového hřídele	[mm]
l	délka drážkového hřídele	[mm]
Ds	třední průměr drážkového hřídele	[mm]
Mk	krouticí moment	[Nm]
r	střední poloměr výsuvné spojky	[mm]
SSC	samonosná spodní cíveka	[-]
P	výkon přímočanného hydromotoru	[W]
S	plocha pístu	[mm ²]
h	pracovní zdvih	[mm]
p	pracovní tlak	[MPa]
S_p	plocha pístu při vysouvání tyče	[mm ²]
S_z	plocha pístu při zasouvání tyče	[mm ²]
p_D	dovolené tlak	[MPa]
τ_D	dovolené napětí	[MPa]
i	počet zubů	[-]
f'	skutečná účinná plocha	[mm ⁻¹]
W_o	modul průřezu v ohybu	[mm ³]
σ_{Do}	dovolené napětí v ohybu	[MPa]
t	hloubka drážky v hřídeli	[mm]
t_1	hloubka drážky v náboji	[mm]
W_o	modul průřezu ve krutu	[mm ³]
p_1	tlak mezi bokem drážky v hřídeli a perem	[MPa]
p_2	tlak mezi bokem drážky v náboji a perem	[MPa]

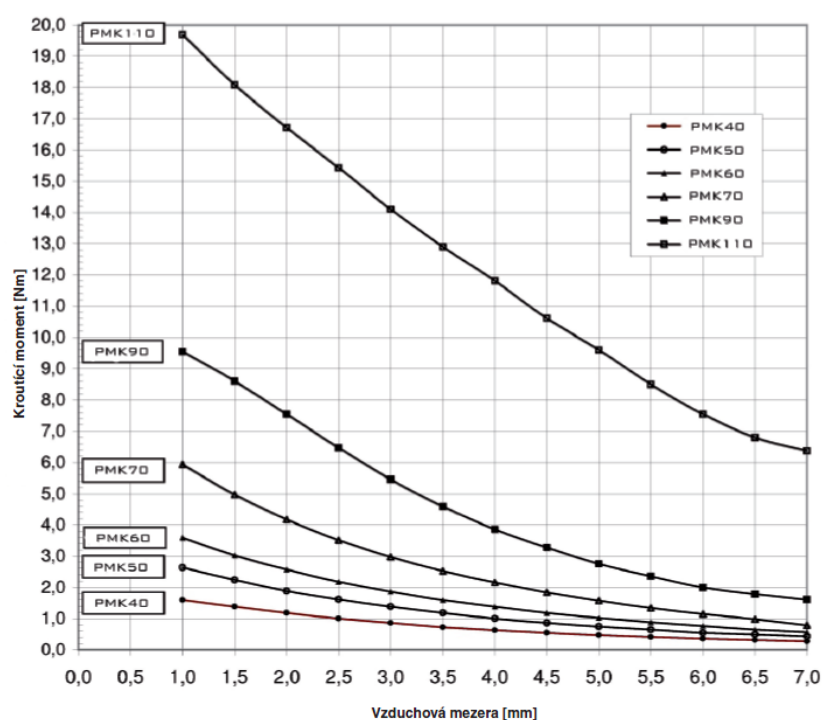
1 Úvod

Na katedře textilních a jednoúčelových strojů se vyvíjí model automatu pro výrobu samonosných spodních cívek. Tento automat je revolverové koncepce s osmi vřetenami, ve kterých se postupně navíjejí, fixují a stahují vyrobené samonosné cívky. Pro pohon vřeten jsou navrženy dva pohony, pohon pro navíjení a pohon pro otáčení vřeten při mikrovlnné fixaci cívek. Vřetena jsou umístěny systémem revolveru na karuselu, který po ukončení operace se otáčí, přičemž dochází k rozpojování vřeten od jednotlivých pohonů pomocí spojek. V současnosti jsou zde navrženy bezkontaktní magnetické spojky, u kterých se zatím neví, zda při otáčení karuselu a rozpojování magnetických spojek nedojde k pootočení vřetene, které si vyžaduje u operace navíjení předepsanou polohu. Cílem této práce je řešení alternativní konstrukce spojky mezi pohony a navíjecími vřeteny automatu. Toto řešení může nahradit původně navržené magnetické spojky. Nové řešení spojky má zabezpečit předepsanou polohu vřeten po rozpojení spojky.

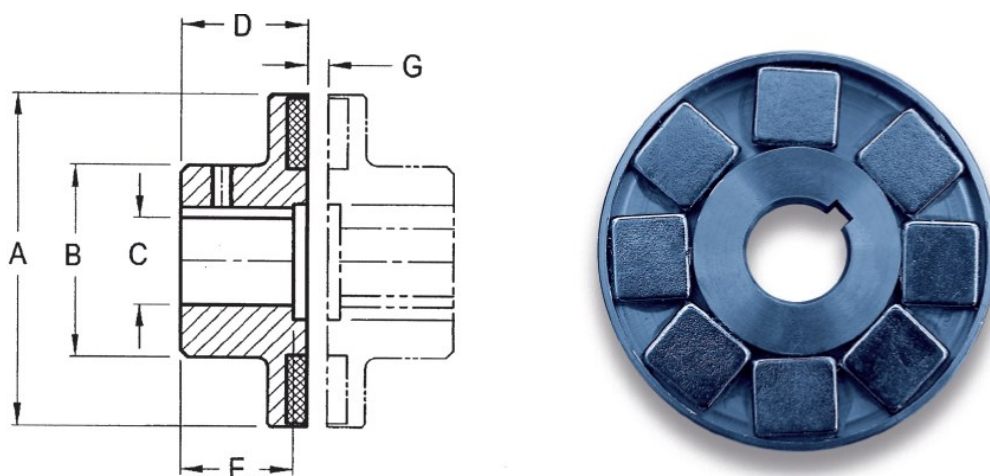
2 Možné typy spojek.

2.1 Magnetické spojky.

Magnetické spojky se skládají ze dvou protilehlých nábojů, které jsou osazeny silnými magnety. Krouticí moment, který potom působí na náboj, se automaticky přenese přes vzduchovou mezeru na druhý náboj spojky. Krouticí moment lze zvýšit zmenšením vzduchové mezery – viz. graf.



Obr. 1 Změnou vzduchové mezery mezi náboji lze nastavit krouticí moment

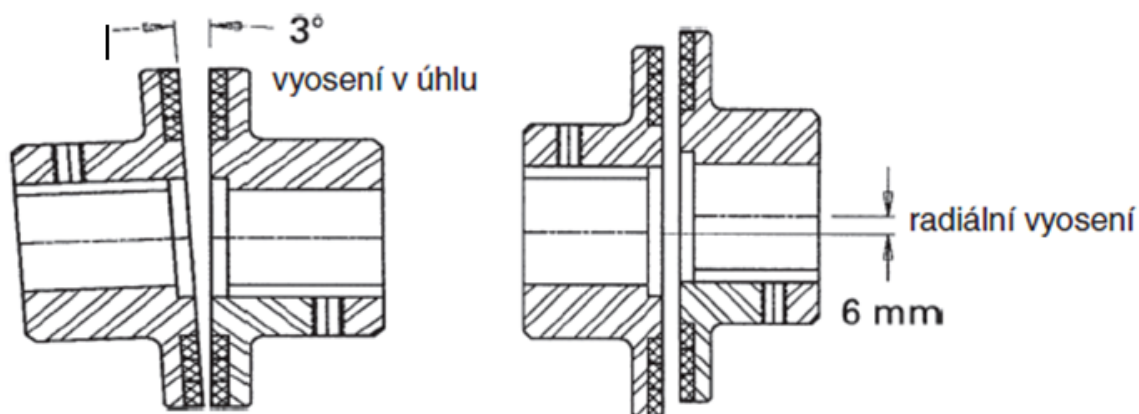


Obr. 2 Magnetické spojky.

Tyto dvoudílné magnetické spojky slouží k bezkontaktnímu přenášení kroutících momentů i přes stěny všeho druhu (vyjma železných).

Při překročení maximálního kroutícího momentu spojka proklouzne, přestane přenášet kroutící moment. Tímto jsou strojní díly v pohonné jednotce chráněny před zničením.

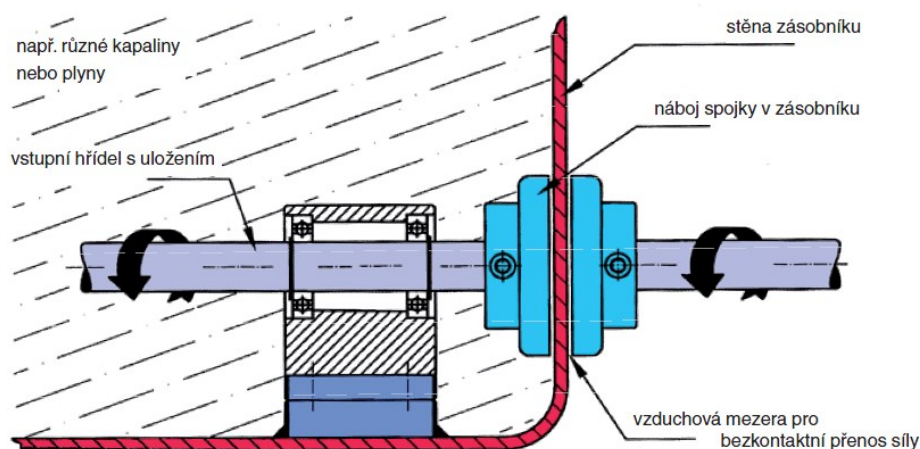
Rovná konstrukce spojky umožňuje vyosení v úhlu až o 3° a radiální až o 6 mm. Potom je přenášen téměř celý kroutící moment.



Obr. 3 Rovná konstrukce spojky

Použití:

- Čerpadla, míchače nebo kompresory uzavřené v zásobníku kapaliny.
- Ventilátory v uzavřených zásobnících s plyny nebo s párami.
- Umožňují přenášení síly k ramenům robotů pod vodou.
- Zabraňují přenášení vibrací motoru.
- Farmaceutický průmysl.
- Aplikace, kde je nutná ochrana dílů pomocí prokluzu spojky.



Obr. 4 Například k použití magnetické spojky

Výhody:

- + Bezúdržbové přenášení kroutícího momentu.
- + Měkké přenášení kroutícího momentu.
- + Žádný fyzický kontakt mezi hnacími a hnanými díly.
- + Ochrana proti přetížení až 110%.
- + Elektrická, mechanická, chemická izolace.
- + Provozní teplota do 140 °C.

Nevýhody:

- + namáhání ložisek axiální sílu

2.2 Zubové spojky.

Zubová spojka se skládá ze dvou základních částí, a to části pevné a posuvné. Obě poloviny mají buď na čelní nebo válcové ploše vhodné ozubení. Jsou velmi citlivé na přesazení os a úhlové výchylky, vyžadují dodržení souososti spojovacích hřídelů. Pracují bez prokluzu, takže zaručují při spojení stálý převodový poměr, mají malé rozměry, jejich výroba je poměrně jednoduchá a při vypnutí nemají žádný zbytkový moment.

2.2.1 Spojka axiální ozubcová.

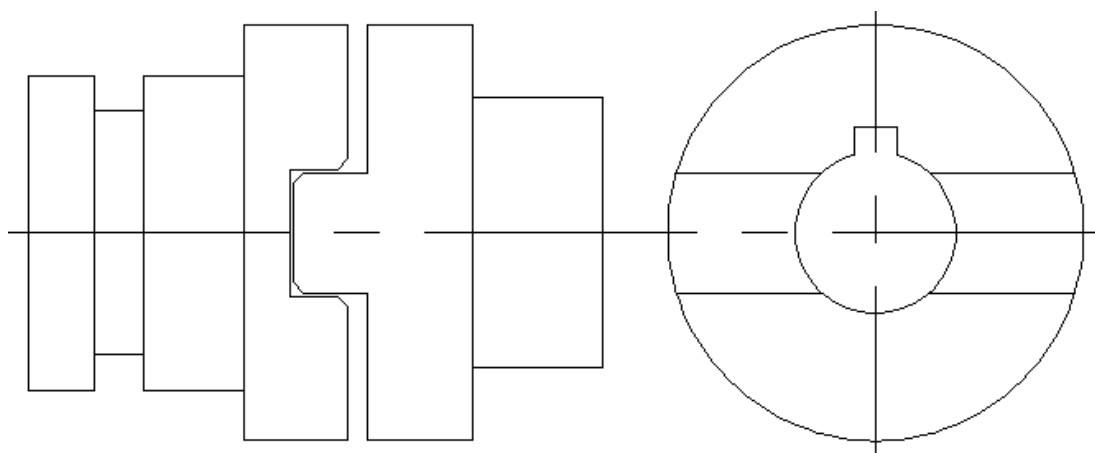
Nejjednodušší vyrovnávací spojka. Skládá se ze dvou částí zapadajících do sebe svými zuby, dle obr. 5.

Výhody

- + Jednoduchý tvar.
- + Přesný převod.
- + Rychlé zapnutí i vypnutí spojky.

Nevýhody.

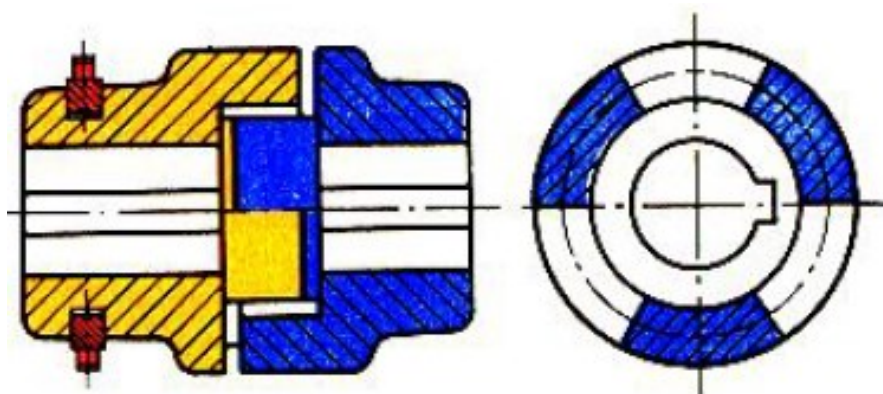
- + Nespolehlivé spojení po zapnutí.



Obr. 5 Ozubcová spojka.

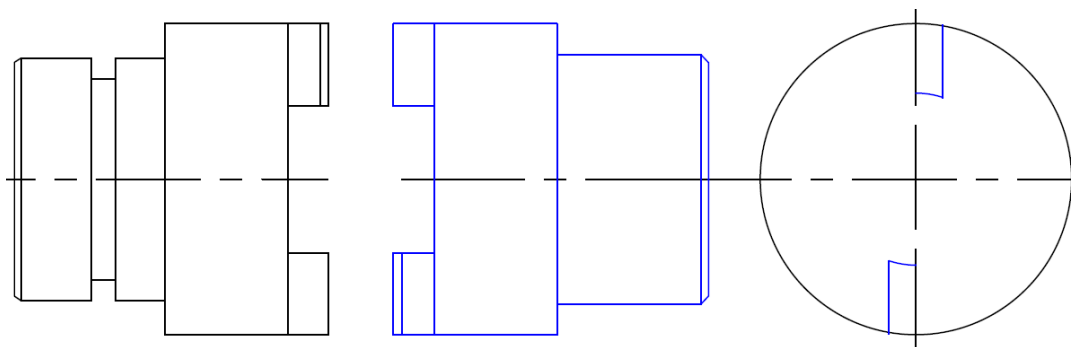
2.2.2 Čelní zubová spojka

Běžná čelní zubová spojka se skládá z hnací a hnané části, které mají na čelních plochách vytvořeny zuby (viz obr. 6). Hnací část má delší náboj s drážkou pro přesouvací paky.



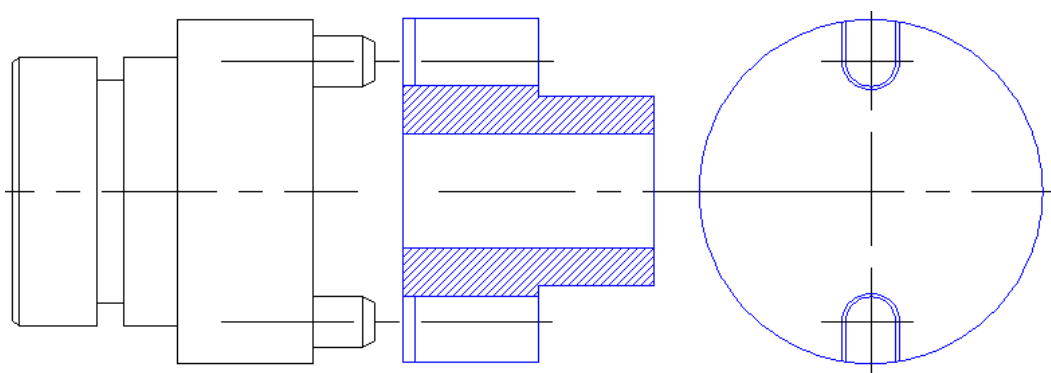
Obr. 6 Čelní zubová spojka

Spojku lze zapínat buď v klidu, nebo při velmi malém rozdílu obvodových rychlostí. Spojka se vyrábí nejčastěji z litiny, její hlavní rozměry se volí podle průměru hřídele. Výhodou je malá hmotnost, malý moment setrvačnosti, umožňuje současně úhlové vychylky a osový posuv hřídelů a snadnou údržbu.



Obr. 7 Čelní zubová spojka

Krouticí moment se přenáší ozubením na čelní ploše.



Obr. 8 Čelní kruhová zubová spojka

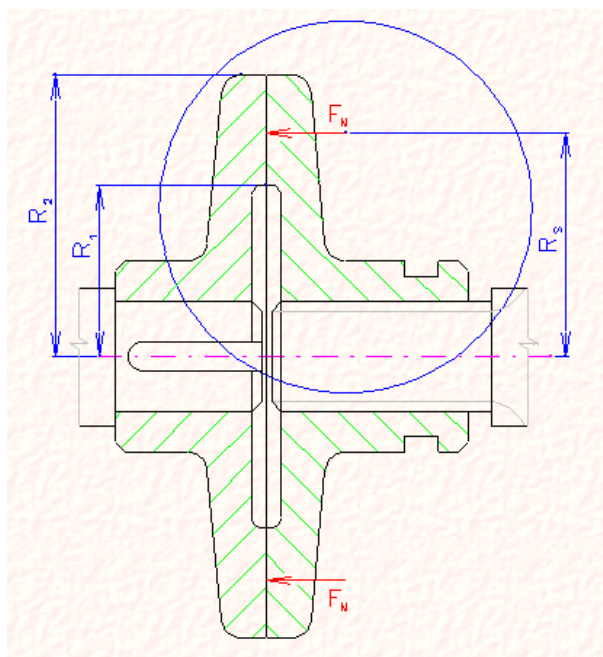
2.3 Třecí spojky

Třecí spojky umožňují spojení i odpojení hřídelů za provozu i při plném zatížení. Docílují se jimi plynulého a plynulého rozběhu hnaného stroje, umožňují reverzaci chodu a mohou se využít i jako spojky pojistné. Jejich nevýhodou je opotřebení třecích ploch a zahřívání v důsledku třecí práce.

Při rozběhu spojky dochází ke ztrátám třením. Rozběhové poměry budou záviset především na charakteristice hnacího a hnaného stroje, ale také na průběhu přítláčné síly. Hnaný hřídel může být přitom nezatížen (rozběh naprázdno), nebo se spojka rozbíhá při zatíženém hnaném hřídeli.

2.3.1 Třecí spojka kotoučová

Přenáší krouticí moment pouze třením mezi hnacím a hnaným kotoučem (dle obr. 9). Jedná se o spojku se silovým stykem. Při zapojování mají vlivem prokluzu pozvolný a plynulý záběr.



Obr. 9 Kotoučová spojka

2.3.2. Kuželová třecí spojka.

Třecí kuželová spojka sestává ze dvou kotoučů, z nichž jednomu je umožněn axiální pohyb, takže lze spojení hřídelů přerušit a opět obnovit.

Přítlačná síla na třecí kotouč může být vyvolána několika šroubovými válcovými pružinami.

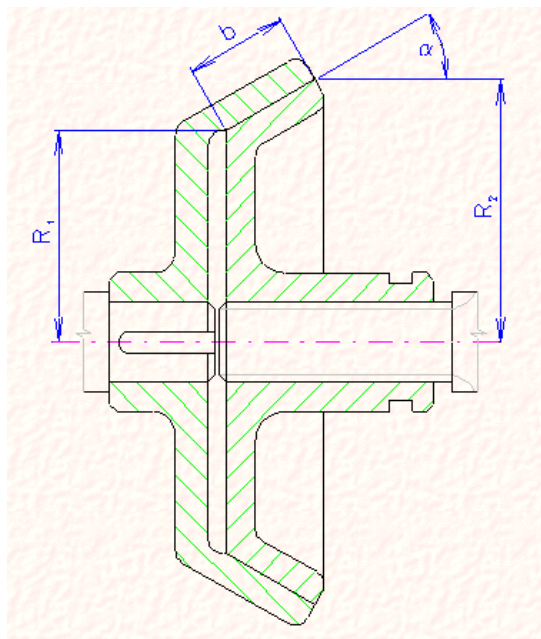
Výhoda

+ Zajišťovat spojení a rozpojení jednoduše

Nevýhody

+ Axiální síla je velká,

+ převodový poměr není přesný protože skluz.



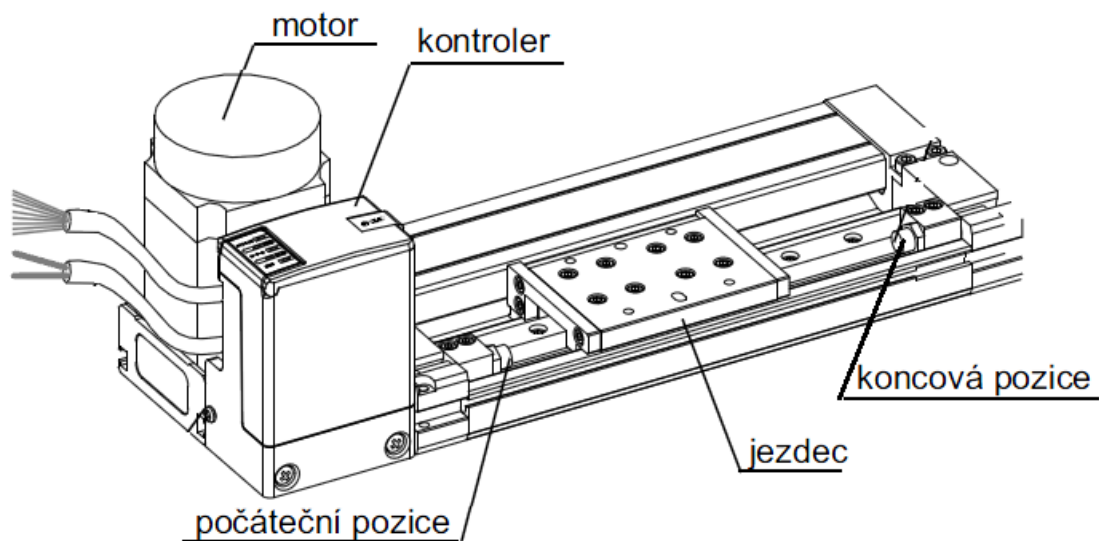
Obr. 10 Kuželová třecí spojka.

3 Ovládací zařízení pro zapínání a vypínání spojek.

Tato zařízení mohou být elektrický lineární pohon, hydraulický pohon nebo pneumatický pohon.

3.1 Elektrický lineární pohon.

Elektrický lineární pohon slouží k převodu rotačního pohybu elektromotoru na přímočarý pohyb. Rotační pohyb hřídele elektromotoru se převádí na přímočarý pohyb výsuvné části ozubeným řemenem a zařízením s pneumatickými pohony. Pohony, jádro systému, sestávají z hliníkového profilu s lisovaným vedením s dvojitou rybinovou drážkou na třech stranách. To je základním stavebním prvkem systému, na který mohou být umístěny přímo všechny modulární prvky. Koncové polohy jsou nastaveny pomocí vestavěných vaček a koncových spínačů. Koncové spínače ovládají stykače silových obvodů elektromotoru.



Obr.11 Elektrické lineární pohony řady E-MY2

Elektrické lineární pohony řady E-MY2 jsou ideálním technickým řešením pro aplikace, ve kterých je nutné, aby lineární pohon dojížděl do několika různých poloh.

Výhody

- + přesná kontrola dráhy a polohování,
- + vysoké rychlosti a zrychlení,
- + nenáročná na údržbu,
- + robustní a tuhé těleso s integrovaným vedením tvoří samonosný rám,
- + možnost doplnění tlumičů rázů a odměřovacího systému,
- + možnost doplnění brzdy,
- + precizní přesnost polohování i při velké dynamické zátěži,
- + integrované kladkové vedení,
- + ideální pro víceosé systémy.

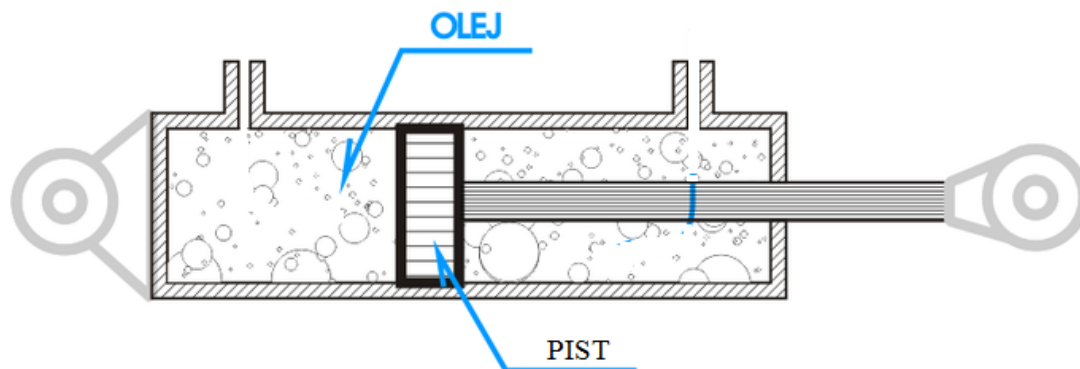
Nevýhody

- + drahá.

3.2 Hydraulický pohon

Hydraulický pohon využívá k přenosu energie mezi vstupem a výstupem kapalinu, a tím realizuje lineární pohyb.

V hydraulických pohonech se používají s přímočarým pohybem(hydraulický válce). Hydromotory s přímočarým pohybem je znázorněna na obr. 12.



Obr. 12 Hydraulický pohon

Hydraulické válce se využívají tam, kde potřebujeme velkou sílu a vysokou přesnost polohování. Přímočaré hydromotory lze označit za nejčastěji používané hnací prvky PRaM s hydraulickým pohonem. Důvodem jsou malé rozměry a malá hmotnost ve vztahu k velikosti přenášeného výkonu, dobrá účinnost a vysoká funkční spolehlivost daná konstrukční jednoduchostí.

Hydraulická kapalina přenáší síly, zlepšuje mazáním vzájemný skluz mechanických částí, chrání kovy před korozí, odvádí ztrátové teplo a odplavuje nečistoty. Používají se většinou minerální oleje vyhovující svými vlastnostmi pro požadovanou aplikaci.

Výkon přímočarého hydromotoru je dán vztahem:

$$P = F * v \text{ [W]}$$

Síla pístu:

$$F = p * S \text{ [N]}$$

Kde S je plocha pístu, v rychlost pohybu pístu.

Řízení pohonů

Výstupními parametry:

- + síla F působí na pístu
- + směr pohybu
- + rychlost pohybu v pístu
- + poloha výstupního členu

Většinu těchto parametrů řídíme prostřednictvím pracovní kapaliny. Využíváme přitom vztahů mezi tlakem p a silou F, mezi průtokem Q a rychlostí pohybu přímočarého hydromotoru v.

Ventily představují cesty hydraulické kapaliny, mění objemové průtoky a tlak kapaliny v tlakových rozvodech a tím mění směry pohonů, rychlost i síly hydraulicky poháněných válců.

Výhody

- + nízká hodnota poměru hmotnosti a výkonu,
- + malá hmotnost pohybujících se částí, a tím výhodné dynamické vlastnosti,
- + možnost dosažení malých rychlostí pohybu bez převodů,
- + velká tuhost,
- + snadné řízení tlaku i proudu kapaliny,
- + plynulý chod, možnost plynulého řízení rychlosti ve velkém rozsahu,
- + velká účinnost a spolehlivost

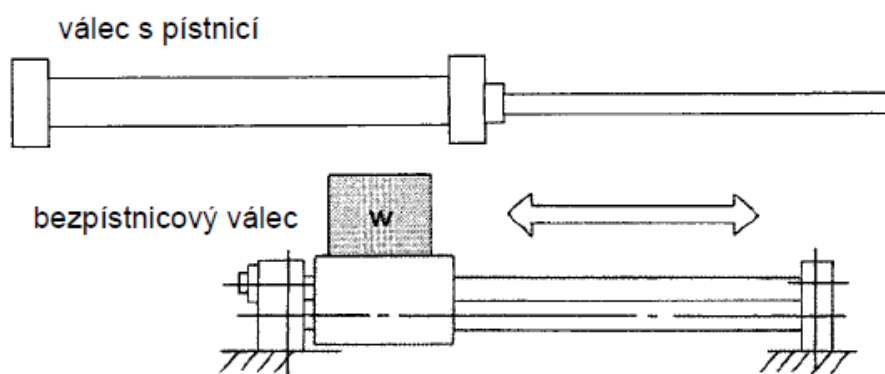
Nevýhody

- + potřeba samostatného, odděleného energetického bloku,
- + změna viskozity v závislosti na teplotě, což se projeví ve změně tlakových poměrů,
- + poměrně obtížné dosažení vyšších pohybových rychlostí,
- + únik oleje.

3.3 Pneumatický pohon

Pneumatický pohon se používají v obdobném principu jako hydraulický pohon s rozdílem že, pneumatický pohon se používá druhu médium je vzduch.

Všeobecně dělíme pneumatické válce na pístnicové a bezpístnicové, které mají stůl pohybující se kolem trubky válce.



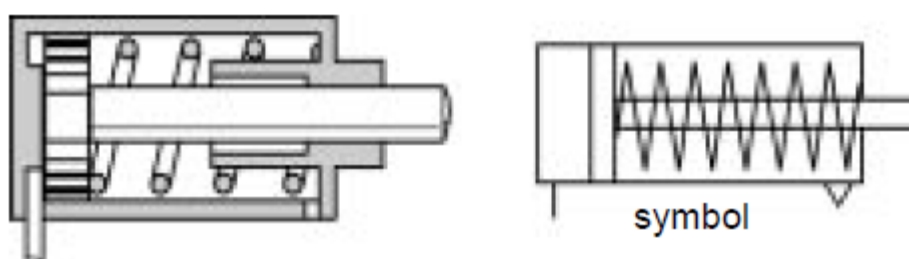
Obr. 13 Prostorové porovnání válců

Většina konstrukcí vychází ze dvou základních provedení:

- + jednočinné válce - mají přívod stlačeného vzduchu pouze na jedné straně válce,
- + dvojčinné válce - mají přívod stlačeného vzduchu na obou stranách válce.

Jednočinné pneumatické válce

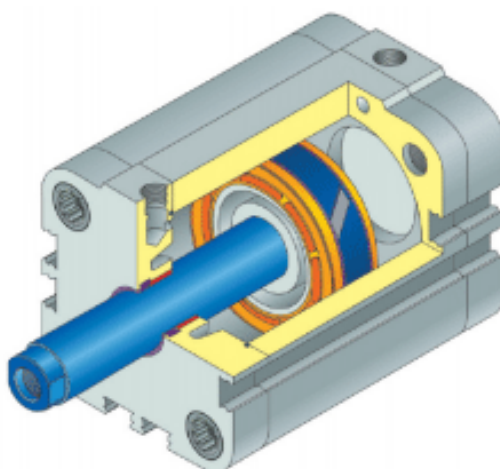
Síla vyvinutá tlakem vzduchu na plochu pístu jednočinného válce působí pouze v jednom směru. Podle provedení válce ji lze využít jako sílu tažnou nebo jako sílu tlačnou. Po přerušení přívodu stlačeného vzduchu do válce je pístnice vrácena do výchozí polohy silou pružiny.



Obr. 14 Jednočinný pneumatický válec

Dvojčinné pneumatické válce

Síla vyvinutá tlakem vzduchu na plochu pístu dvojčinného válce působí podle přívodu vzduchu střídavě v obou směrech pohybu pístu. Dvojčinné pneumatické válce se používají tam, kde mechanismus i při zpětném pohybu má vykonávat práci. Zdvih dvojčinných pneumatických válců je teoreticky omezen pouze s ohledem na průhyb a vzpěrnou délku pístnice.



Obr. 15 Dvojčinný pneumatický válec

Pneumatický pohon je vhodný pro PRaM menších výkonů ($< 1\text{KW}$), s jednoduššími cykly.

Ve srovnání s hydraulickým pohonem je pneumatický pohon rychlejší a umožňuje měkčí rozběh a brzdění.

Předností pneumatického pohonu:

- + možnost dosažení rychlých přímočarých pohybů s velkými zdvihy,
- + konstrukční jednoduchost, spolehlivost, snadná údržba,
- + jednoduchý rozvod energie bez zpětného odvádění vzduchu z motoru,
- + možnost činnosti ve velkém teplotním rozsahu, ve výbušném prostředí a v provozech s nebezpečím vznícení od otevřeného ohně.
- + tlumení koncových poloh,

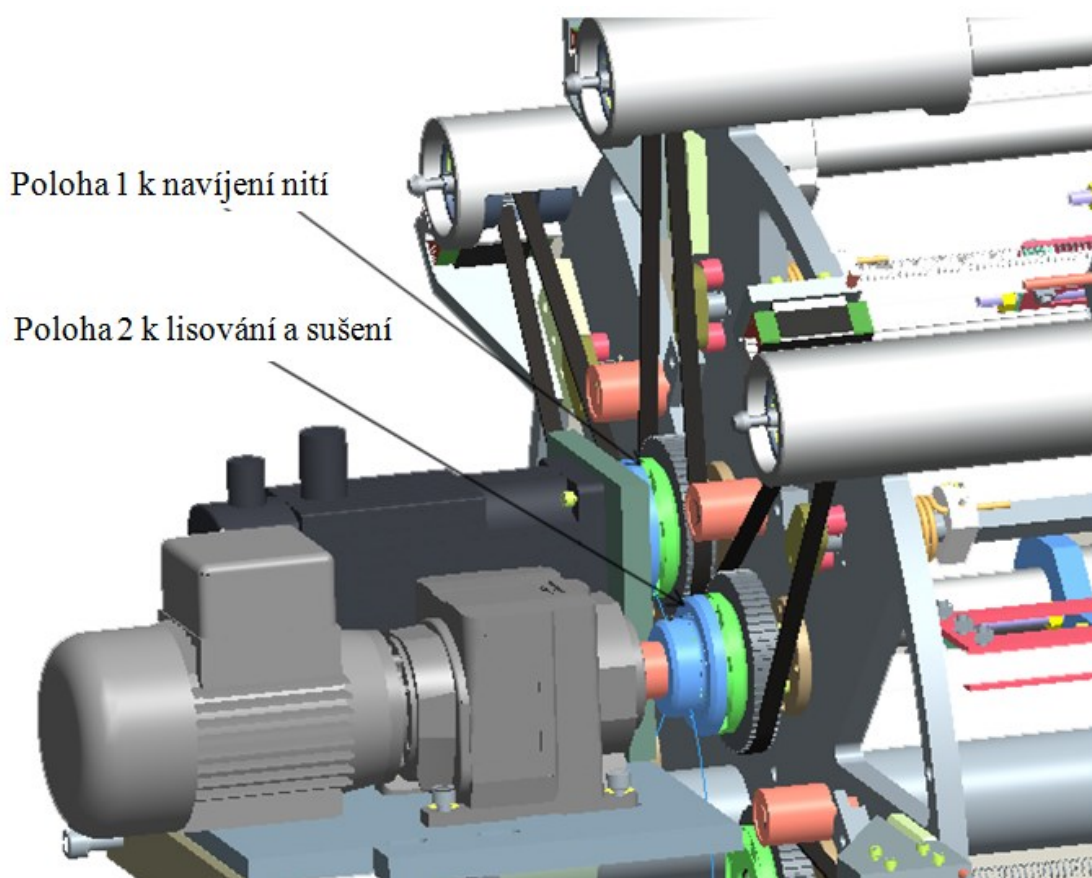
Jejich nevýhodou je především:

- + obtížné řízení rychlosti pohybu a polohy zastavení,
- + obtížné udržení rovnoměrného pohybu,
- + velká poddajnost způsobená stlačitelností vzduchu.

4 Cíl bakalářské práce.

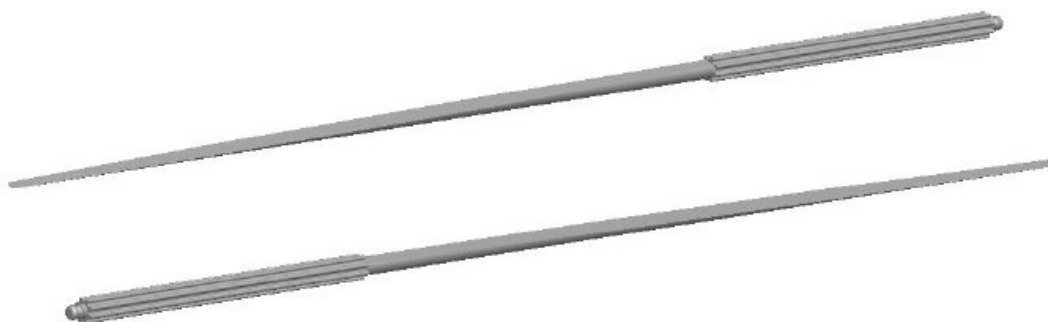
Cílem bakalářské práce je zabezpečit pomocí navržené spojky pohon revolverových vřeten navíjecího automatu pro samonosné spodní cívek v poloze pro navíjení a v poloze pro fixaci návinu.

Dle obr. 16 je pohon vřeten řešen bezkontaktně pomocí magnetických spojek, které jsou uvedeny v řešeršní části.



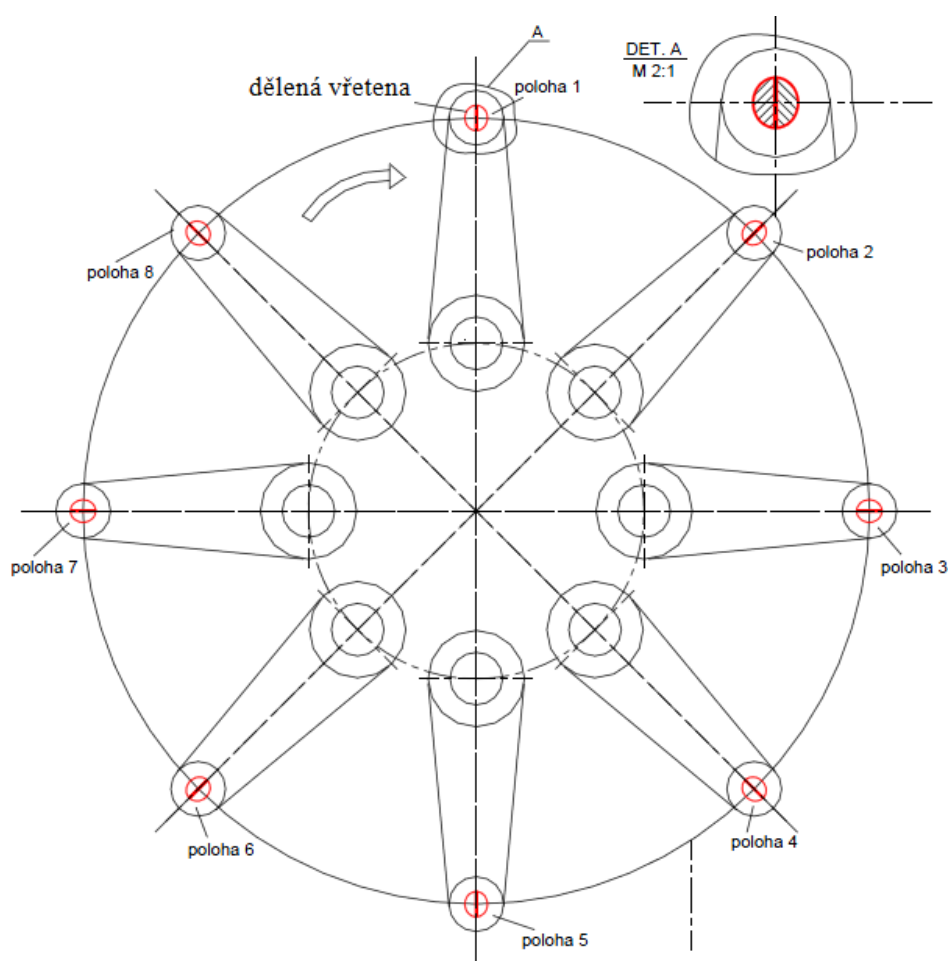
Obr. 16 Polohy k navíjení, lisování a sušení.

Navíjecí automatu pro navíjení využívá dělené vřetena, obr. 17.



Obr. 17 Dělená vřetena

Tyto vřetena z důvodu automatického navazování nití potřebují mít v poloze pro navíjení předepsanou polohu obr. 18.

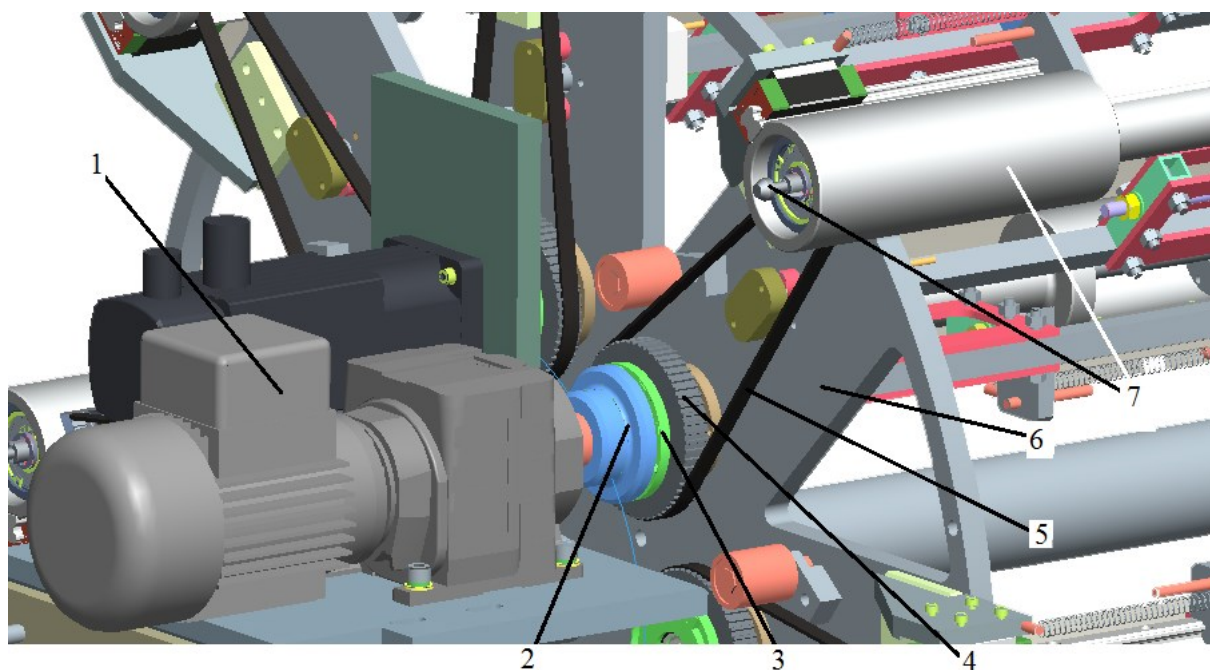


Obr. 18 Výrobní proces na automatu pro SSC

Navíjecí automat je v současnosti v realizaci. Není zatím jisté a ověřené zda při otačení revolverové hlavy s vřetenami při rozpojování magnetických spojek, zejména z polohy pro fixaci nedojde k pootočení vřetenem s navínutými cívkami, kterého poloha není mechanicky zajištěna.

Z uvedeného důvodu je cílem bakalářské práce navrhnout takové řešení spojky, které zabezpečí předepsanou polohu vřetene po její rozpojení.

4.1 Popis současného stavu.



Obr. 19 Popis současného stavu.

Tab. 1 popis prvků z obr. 19

Popis prvků obr. 19	
1	Pohon
2	Hnací část magnetické spojky
3	Hnaná část magnetické spojky
4	Ozubená řemenice
5	Řemen
6	Revolver
7	Vřeteno

Na obr. 19 je pohon (1) s hnací částí magnetické spojky (2), která bezkontaktně přenáší pomocí hnané části magnetické spojky (3) krouticí moment na předlohový hřídel převodu s ozubenou řemenicí (4) na vřeteno (7) uložené na revolveru (6).

Jak již bylo uvedeno, cílem bakalářské práce je nahradit magnetickou spojku (2,3) jiným řešením spojky.

4.2 Návrh variant řešení.

4.2.1 Radiálně nasouvací zubová spojka.

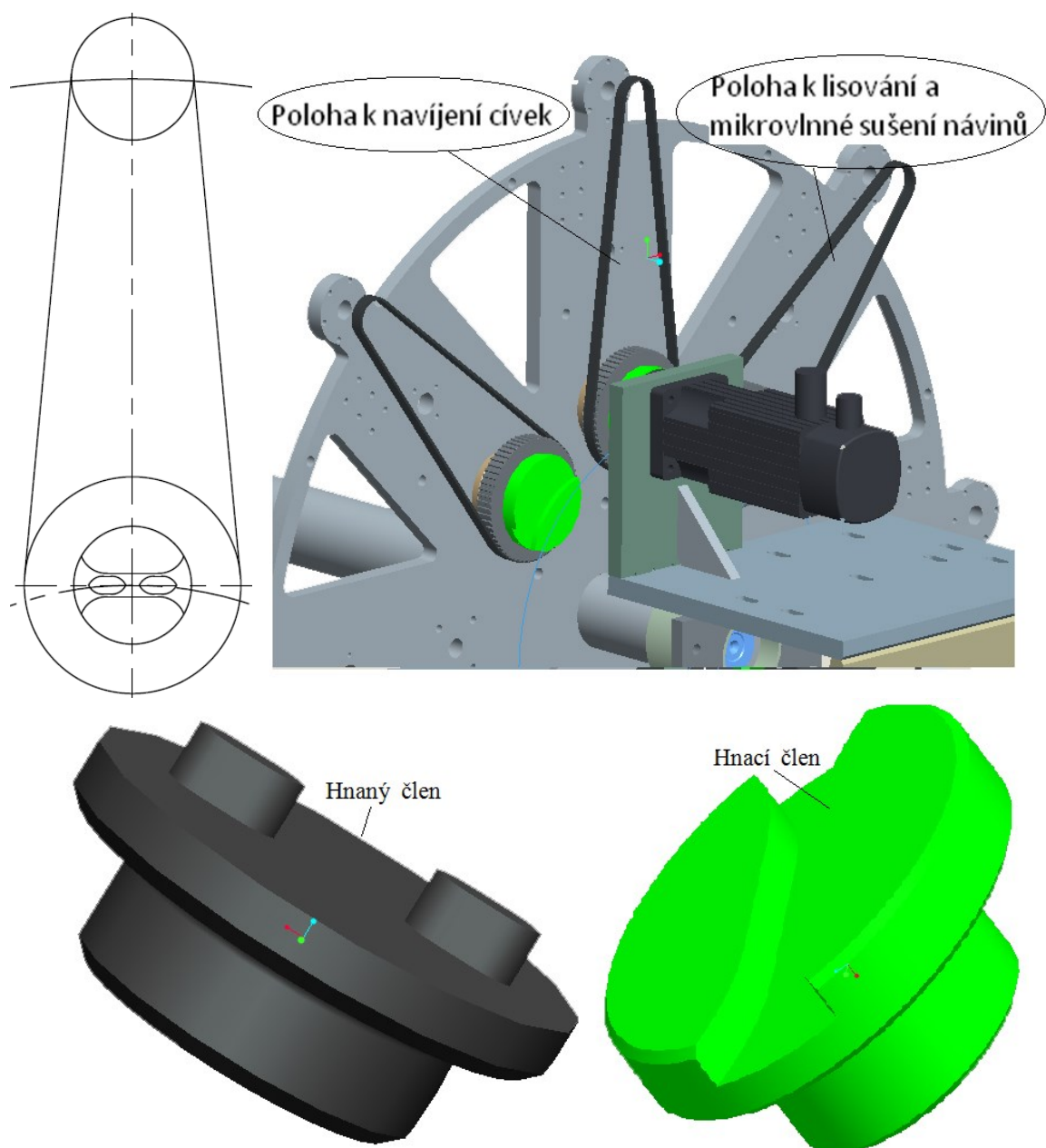
Je tvořena hnací a hnanou částí. Hnací člen je připojen k hřídeli motoru, který je v pevném místě. Hnaný člen je uložen na rameni, které se otáčí s revolverem. Krouticí moment je přenášen tvarem hnacího a hnaného členu (viz Obr. 20). Hnaný člen je zastaven v předepsané poloze, kde se nachází technologie navíjení a sušení nití pomocí snímače polohy.

Výhody

- + Jednoduchý mechanismus.
- + Rychlé zapnutí i vypnutí spojky.
- + Jejich výroba je poměrně jednoduchá.
- + Při vypnutí nemají žádný zbytkový moment.
- + Není nutný výsuvný mechanismus spojky.

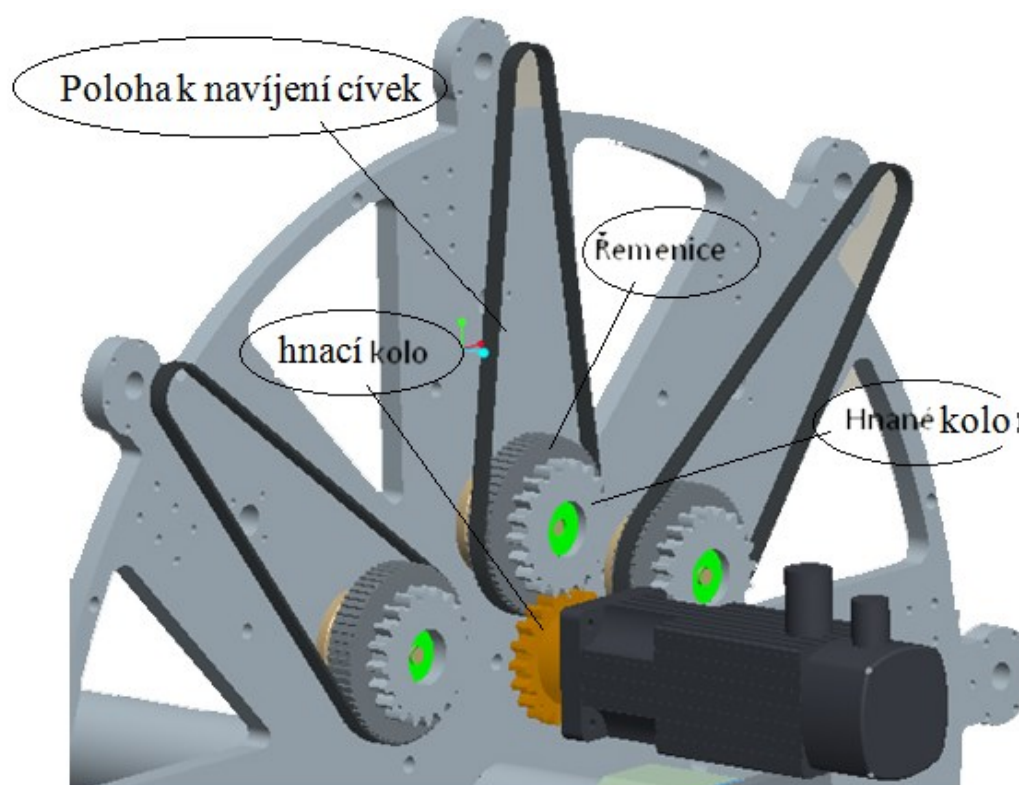
Nevýhody

- + Nutnost přesného zastavení.
- + Nutná vysoká přesnost tvaru.
- + Nebezpečnost špatné polohy (spojky) vřetene při rozpojení, nutnost snímače polohy pro zastavení.
- + Možnost havárie při zlyhání snímače polohy.



Obr. 20. Radiálně nasouvací zubová spojka

4.2.2 Ozubené mechanismy



Obr. 21. Zubová spojka.

Běžná čelní ozubená spojka se skládá z hnací a hnané části, tedy ozubená kola. Hnací kolo je připojeno k hřídeli motoru, které je v pevném poloze (viz obr. 21). Hnané kolo je uloženo na rameni, kterým uhlovým natočením revolveru docílí změny polohy vřeten při jednotlivých stupních výroby. Rameno přijde do polohy, kde realizuje navíjení nití tak hnací a hnané kolo budou v záběru a dochází k přenášení kroutícího momentu. Po dokončení navíjení se rameno otočí do nové polohy.

Výhody

- + Vysoká účinnost.
- + Přesný převod bez kluzu.
- + Relativně malé rozměry.
- + Málá náročnost na údržbu.
- + Schopnost dosažení vysokých převodů.

Nevýhody

- + Nutná vysoká přesnost výroby.
- + Hluk a chvění.

- + Tuhá vazba neumožňuje tlumení rázů a dynamického zatížení.
- + Nezabezpečení polohy vřetene po rozpojení u karuselu z důvodu jeho pootočení.

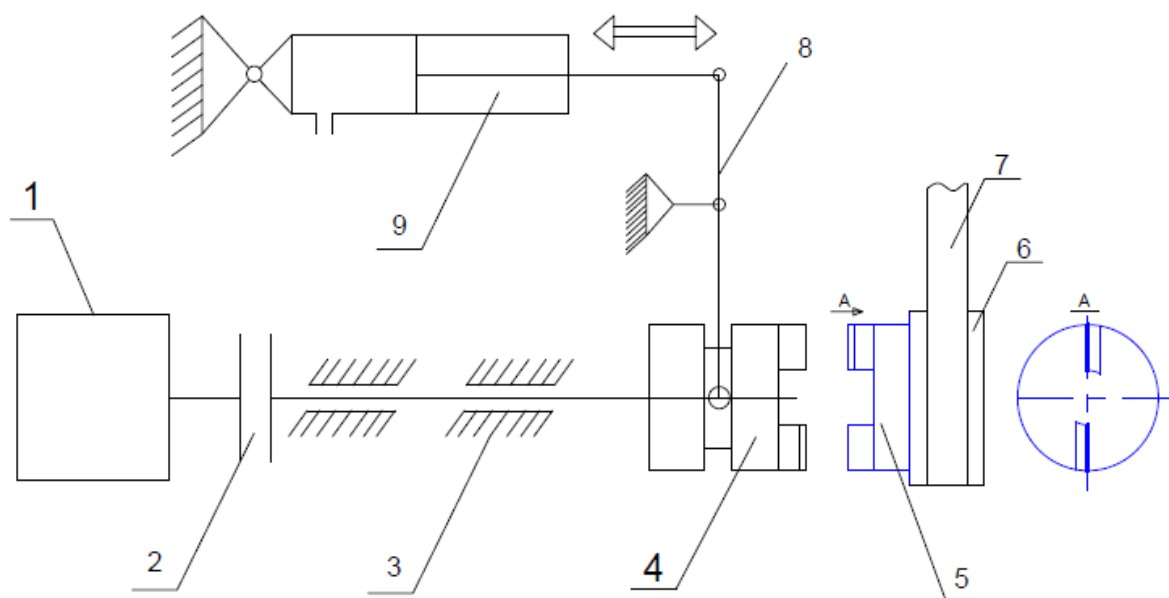
4.2.3 Axiální zubová spojka s výsuvným mechanismem.

Výsuvné spojky umožňují spojení nebo rozpojení hnacího a hnaného hřídele za klidu nebo za provozu. Kroutící moment se přenáší ozubením na čelní nebo válcové ploše.

Zubové spojky se zapínají za klidu nebo při malém rozdílu otáček hnacího a hnaného hřídele.

Záleží pak na konstrukci a provedení spojky, jak jsou tyto požadavky jednotlivě plněny.

K zapínání a vypínání slouží ovládací zařízení. Tato zařízení mohou být mechanická, pneumatická, elektrohydraulická a elektromagnetická. Volba druhu ovládání je závislá na požadavcích kladených na spojku, tj. na velikosti přenášeného výkonu, na počtu ovládání za časovou jednotku, na umístění ovládacího ústrojí apod. Spojení ovládacího zařízení s přesuvnou částí spojky je provedeno zpravidla pákou, výjimečně pákovým systémem spolu s přesouvacím kroužkem nebo kluznými kameny.



Obr. 22. Schéma výsuvného mechanismu s zubovou spojkou.

Tab. 2 popis prvků z obr. 22

Popis prvků obr. 22	
1	Motor
2	Mechanické spojení mezi hřídelem motorem a drážkováním hřídelem.
3	Ložisko
4	Hnací člen spojky
5	Hnaný člen spojky
6	Řemenice
7	Řemen
8	Přesouvací páka
9	Pneumatický pohon

Dle obr. 22 pneumatický válec (9) vykoná vratný pohyb, při kterém dochzí k spojení nebo rozpojení hnacího a hnaného spojku. Pozice (4) vykonává posuv v osové směru na drážkované hřídele. Když rameno přijde do polohy pro navíjení nití, pomocí signlu ze snímače se posune pneumatický pohon nastane spojení a nastavá navíjení. Po dokončení navíjení se spojka rozepne a vrátí do počáteční polohy.

Požadovanou pracovní charakteristikou je pravidelné spojování a rozpojování spojek. Optimální variantou řešení se jeví čelní zubová spojka s výsuvním mechanismem. Tato varianta nejvíce splňuje podmínky požadované na spojku.

Charakteristické výsuvné spojky:

- rychlé a snadné zapnutí i vypnutí spojky
- spolehlivé spojení po zapnutí
- malé opotřebení a zahřívání spojky i při častém zapínání
- malé rozměry spojky pro daný kroutící moment

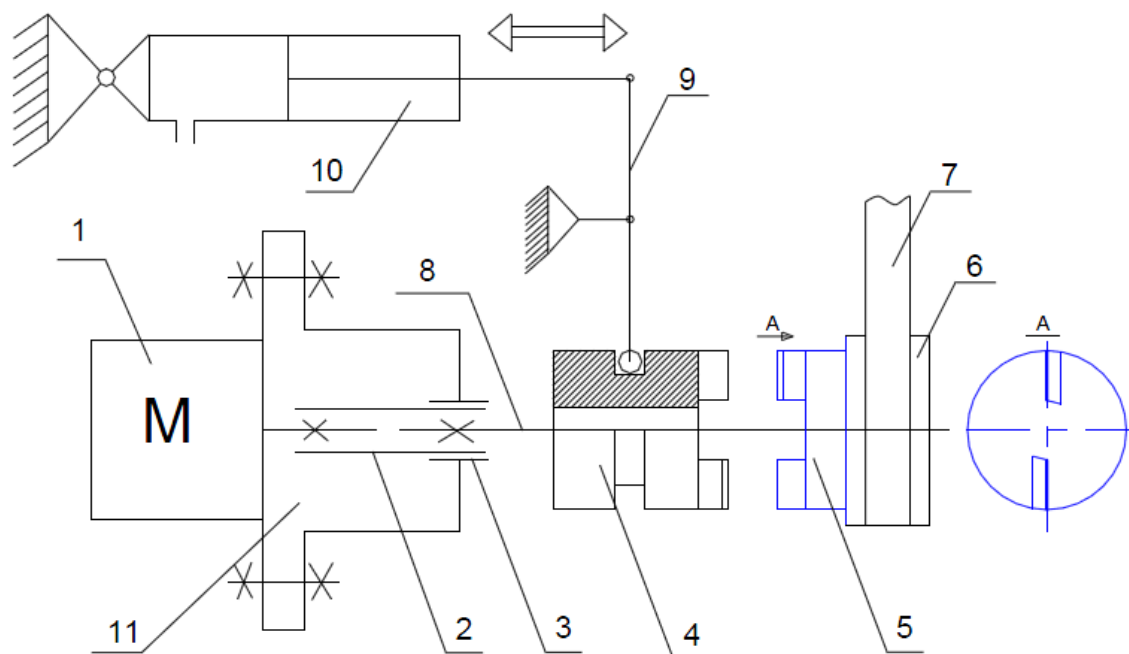
4.3 Výpočet a konstrukce výsuvného mechanismu.

4.3.1 Vstupní údaje

Cílem je návrh a konstrukce výsuvního mechanismu s čelními zubovými spojkami k přenášení kroutícího momentu z motoru na navíjecí a sušící mechanismus.

Přenášené výstupný moment motoru s převodem jsou $M_1 = 2,4[N.m]$ pro polohu k navíjení, $M_2 = 30[N.m]$ pro polohu k lisování a sušení.

4.3.2 Schéma spojky.



Obr. 23 Výsuvný mechanismus s čelním zubovými spojkami

Tab. 3 Popis prvků obr. 23

Popis prvků obr. 23	
1	Motor
2	Mechanické spojení mezi hřídelem motorem a drážkováním hřídelem.
3	Ložisko
4	Hnací člen spojky
5	Hnaný člen spojky

6	Řemenice
7	Řemen
8	Drážkový hřídel
9	Přesouvací páka
10	Pneumatický pohon
11	pouzdro

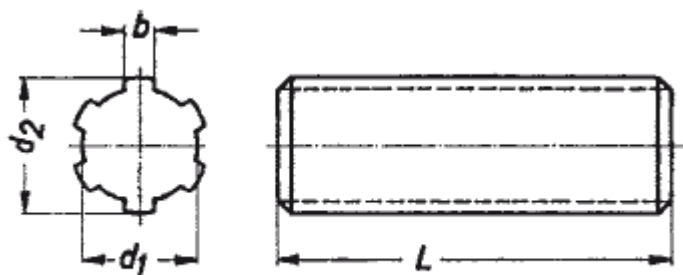
4.3.3 Návrh a výpočet jednotlivých částí.

Výsuvné mechanismy v poloze navíjení a v poloze lisování pracují na podobném principu, tak potřebuji tedy návrhnout a výpočet v poloze, která má vyšší krouticí moment, je to poloha k lisování a sušení s krouticím momentem $M = 30 \text{ [N.m]}$.

4.3.3.1 Návrh a výpočet drážkového hřídele.

Podle provozních podmínek a konstrukčních požadavků se volím drážkovaný hřídel od firmy T.E.A. TECHNIK, s.r.o. z materiálu C45.

Drážkovaný hřídel je znázorněn na obr. 24.



Obr. 24 Drážkové hřídele

Vypočtu předběžnou velikost vnitřního (malého) průměru d_1 drážkového profilu z krouticího momentu $M_K = 30000 \text{ [N.mm]}$ a návrhového dovoleného namáhání $\tau_D = 100 \text{ [MPa]}$.

$$\tau = \frac{M_K}{W_K} = \frac{M_K}{\frac{\pi}{16} d^3} \leq \tau_D \Rightarrow d \geq \sqrt[3]{\frac{M_K}{\frac{\pi}{16} \tau_D}} = \sqrt[3]{\frac{30000 \cdot 16}{\pi \cdot 100}} = 11,52 [\text{mm}]$$

Podle vypočtené předběžné velikosti vnitřního průměru $d_1 [\text{mm}]$ drážkového profilu a podle katalogu zvolím drážkování typ KW 13.

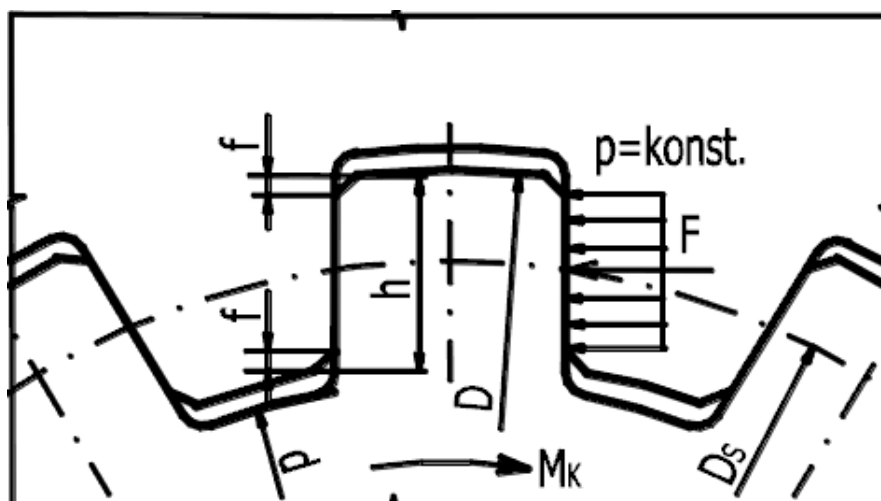
Počet zubů $i = 6$, malý průměr $d_1 = 13 [\text{mm}]$, velký průměr $d_2 = 16 [\text{mm}]$ a šířka zubů $b = 3,5 [\text{mm}]$, sražení $f = 0,3 [\text{mm}]$, dovolený tlak $p_D = 70 [\text{MPa}]$.

K pevnostní kontrole stanovím potřebou délkou drážkového spojení $l [\text{mm}]$. Obvodová síla F se přenáší tlakem boků zubů hřídele na boky drážek náboje nebo naopak. Délku drážkového spojení $l [\text{mm}]$ vypočtete z namáhání na otláčení boků ozubů a drážek znázorněného na obr. 25.

$$p_1 = p_2 = p = \frac{F}{f' \cdot l} \leq p_D \Rightarrow l \geq \frac{F}{f' \cdot p_D} [\text{mm}]$$

Obvodová síla F působící na středním průměru D_s profilu drážkového hřídele vypočtete ze vztahu:

$$F = \frac{2 \cdot M_K}{D_s} = \frac{2 \cdot M_K}{\frac{d_1 + d_2}{2}} = \frac{4 \cdot M_K}{d_1 + d_2} = \frac{4 \cdot 30000}{13 + 16} = 4138 [\text{N}]$$



Obr. 25 Tlak působí na boků zubů hřídele.

f' je skutečná účinná plocha boků drážek na jeden milimetr délky drážkového spojení a vypočte podle vztahu:

$$f' = \frac{3}{4} * z * (h - 2f) * 1 = \frac{3}{4} * z * \left(\frac{d_2 - d_1}{2} - 2f \right) * 1$$

$$\Rightarrow f' = \frac{3}{4} * 6 * \left(\frac{16 - 13}{2} - 2 * 0,3 \right) * 1 = 4,05 [mm^{-1}]$$

Po dosazením do vztahy pro delkou výpočtení dostanu:

$$l \geq \frac{F}{f' * p_D} = \frac{4138}{4,05 * 70} = 14,6 [mm]$$

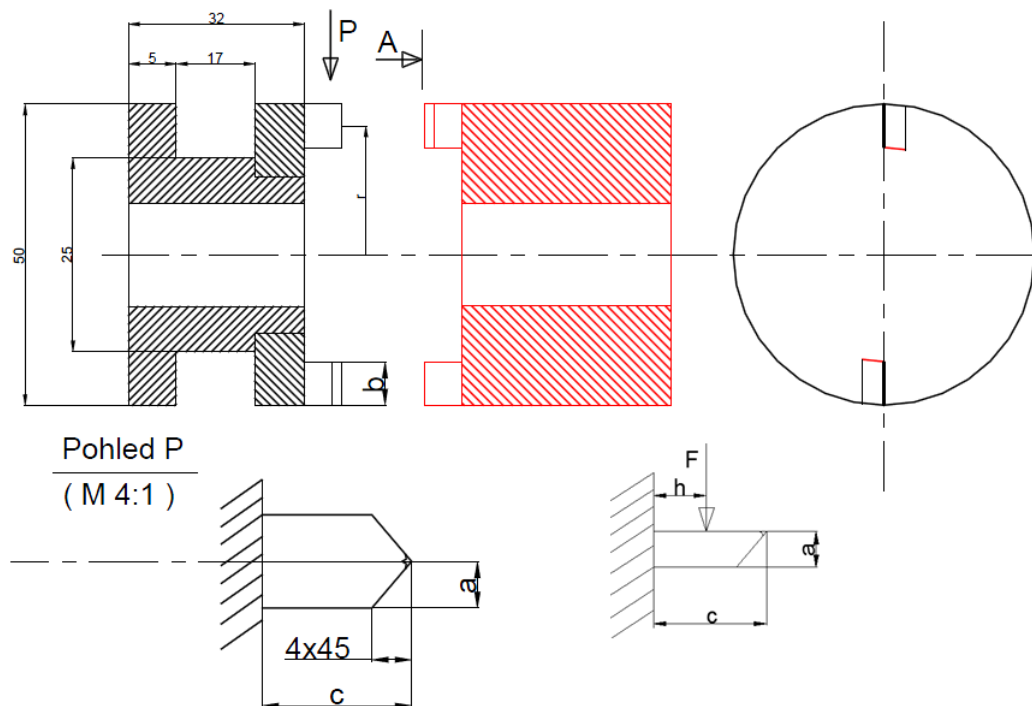
4.3.3.2 Návrh a výpočet výsuvné spojky.

Hnací výsuvná spojka vykonává axiální posuv v osovém směru na drážkovaném hřídeli. Podle provozních podmínek a konstrukčních požadavků navrhuje výsuvná spojka znázorněna na obr. 26.

Volím spojku se dvěma zuby dle obr. 26 z důvodu spolehlivého sepnutí spojky po náhodném pootočení vřetene. Tento typ spojky umožní sepnutí v libovolné poloze vřetene a pohonu.

Krouticí moment se přenáší ozubením na čelní ploše spojky. Velikost síly působící na čelní zuby se stanoví ze vztahu:

$$F = \frac{M_K}{r} = \frac{30000}{20} = 1500 [N]$$



Obr. 26 Výsuvná spojka

Návrhu rozměrů čelního zubu ze síly a dovoleného namáhání $\tau_D = 125 [MPa]$ se provádí s ohledem na namáhání zubu stříhem, ohybem a tlakem. Síla F vyvolá v jednotlivém zubu smykové napětí:

$$\tau = \frac{F}{S} = \frac{F}{a * b} [MPa]$$

Kde a : tlouška zubu

b : vyška zubu

Dále z podmínky, že $\tau_D \geq \tau$

Po dosazení a úpravě dostáváme vztah pro výpočet tloušky a

$$a \geq \frac{F}{b * \tau_D} [mm]$$

Zvoleno $b = 10mm$

$$\Rightarrow a \geq \frac{F}{b * \tau_D} = \frac{1500}{10 * 125} = 1,2 [mm]$$

Návrhu rozměru čelního zubu $a = 4 [mm]$, $b = 10 [mm]$, $c = 8 [mm]$.

Kontrola na tlak mezi boky zubů:

V pevnostním výpočtu se předpokládá, že tlak p je na kontaktní plochu rozložena rovnoměrně.

$$p = \frac{F}{b * c} = \frac{1500}{8 * 10} = 18,75 [MPa]$$

$$p \leq p_D = 100 [MPa] \Rightarrow \text{vyhovuje podmínce}$$

p_D je dovolený tlak ve stykové ploše.

Kontrola na ohybové napětí:

Pevnostní kontrola se provádí s ohledem na ohybové napětí z podmínky

$$\sigma_0 = \frac{M_0}{W_0} = \frac{M_0}{\frac{b^2 * a}{6}} \leq \sigma_{Do}$$

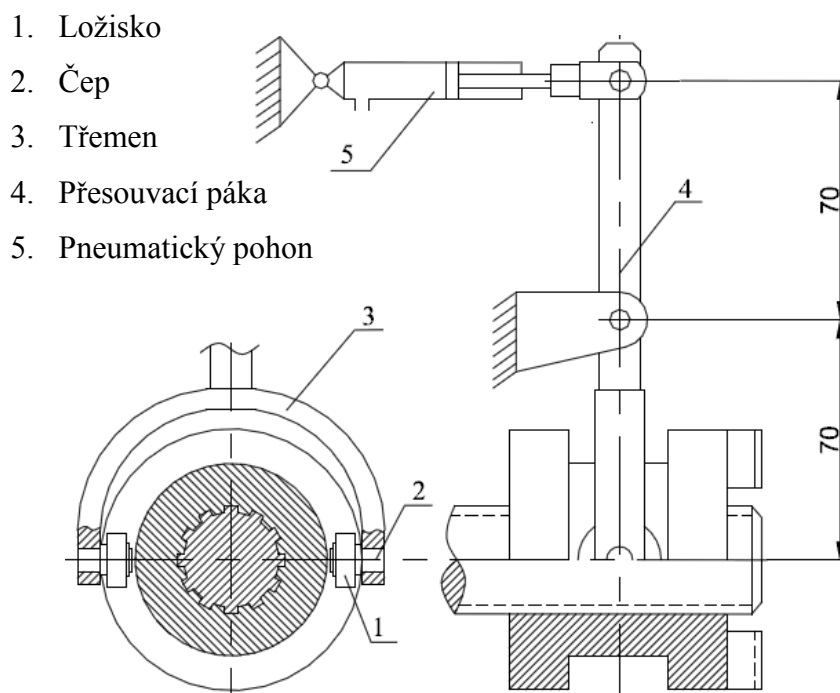
Kde $M_0 = F * h = 1500 * 4 = 6000 [N.m]$ je ohybový moment, W_0 modul průřezu v ohybu a $\sigma_{Do} = 150 [MPa]$ dovolené napětí v ohybu. Po dosazením $M_0 = 6000 [N.mm]$, $a = 4 [mm]$, $b = 10 [mm]$ do vztahu pro výpočet ohybového napětí:

$$\sigma_0 = \frac{6000}{\frac{10^2 * 4}{6}} = 30 [MPa]$$

$$\sigma_0 \leq \sigma_{Do} = 150[MPa] \Rightarrow \text{splňuje podmínku}$$

4.3.3.3 Návrh ovládacího zařízení a přesouvací páky.

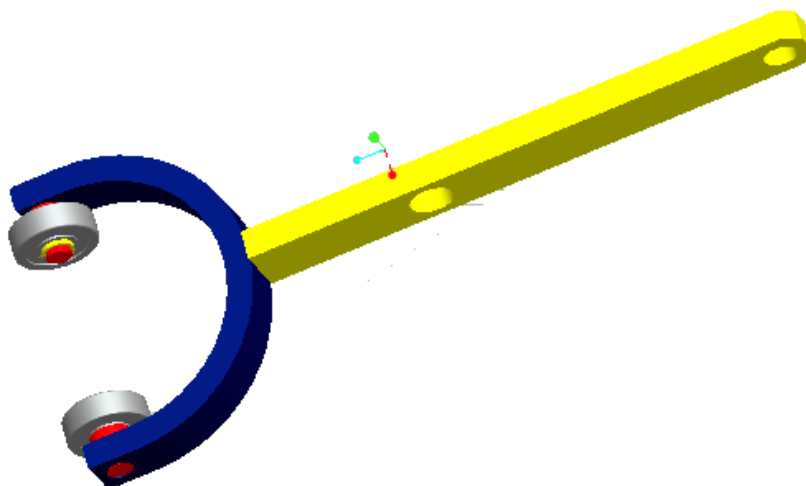
K zapínání a vypínání slouží ovládací zařízení. Spojení ovládacího zařízení s přesuvnou částí spojky je provedeno pákou (4), dle obr. 27.



Obr. 27 Schéma ovládacího zařízení a přesouvací páka

4.3.3.3.1 Návrh přesouvací páky.

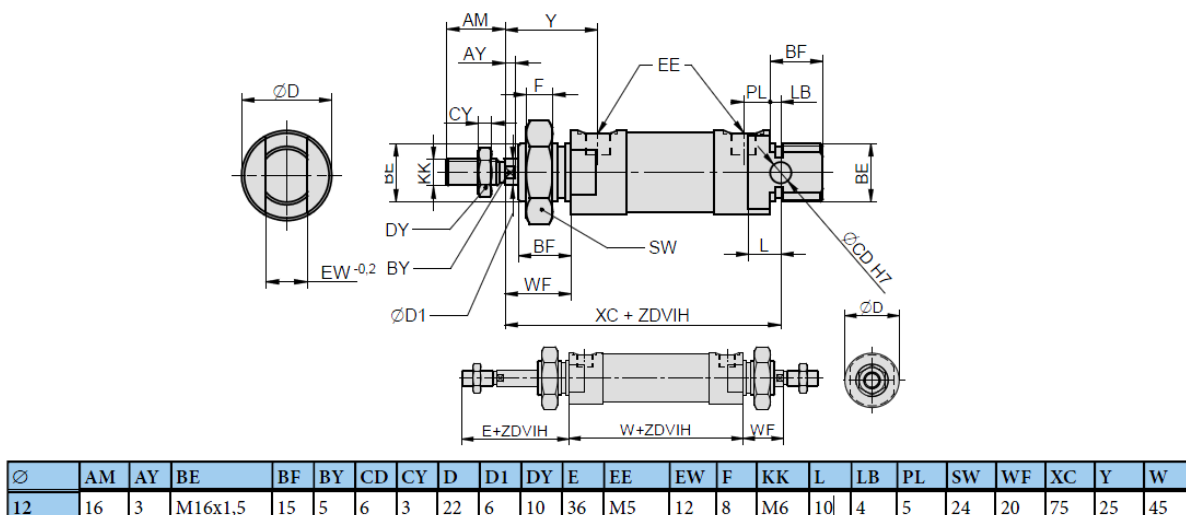
Přesouvací páka složeným z pákového mechanismu a z třmenu (viz obr. 28). Aby nemohlo nastat samovolné vypnutí spojky při otáčení vřetene, pneumatický válec je pod tlakem a drží spojku v zasunutém stavu.



Obr. 28 Přesouvací páka

4.3.3.3.2 Ovládací zařízení.

Podle provozních podmínek volím válec pneumatický pohon dvojčinný DIN ISO 6432, struktura a parametry jsou znázorněny na obr. 29.



Obr. 29 Pneumatický pohon

Pracovní parametry

+ pracovní zdvid $h = 10[mm]$

+ pracovní tlak $p = 0,6[MPa]$

+ síla na pístní tyči $F = (Sp(nebo Sz) * p) = 66[N]$

Kde F je síla na pístní tyči pneumatického válce [N]

Sp je plocha pístu při vysouvání pístní tyče [mm^2]

Sz je plocha pístu při zasouvání pístní tyče [mm^2]

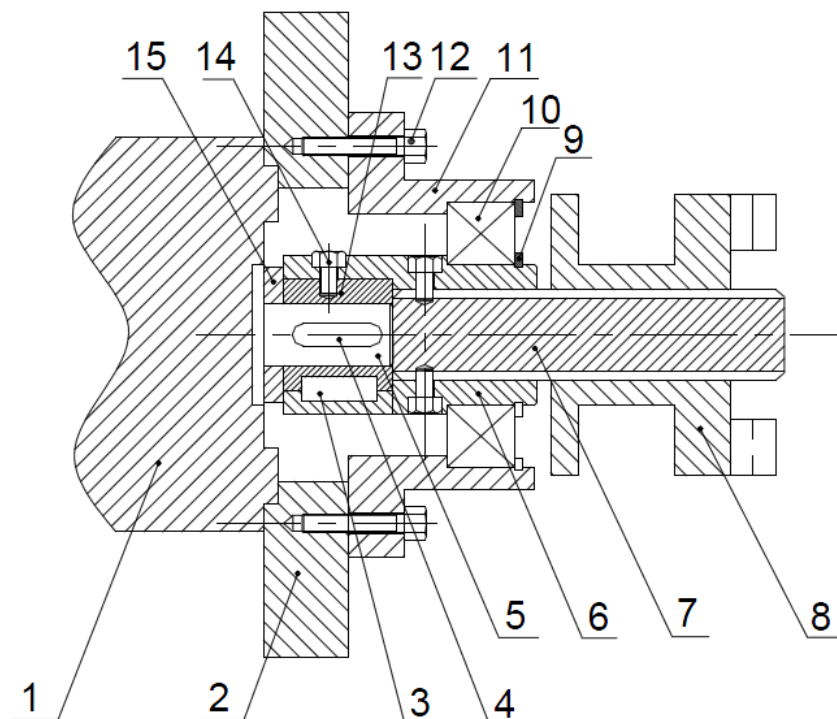
p je pracovní tlak [MPa]

4.3.3.4 Konstrukce mechanického spojení mezi hřídelem motoru a drážkovaným hřídelem.

Mechanické spojení hřídelem motoru a drážkováním hřídelem slouží ke přenášení kroutícího momentu z motoru na drážkovaný hřídel.

S pracovními podmínkami a strukturou vysuvného mechanismu, tedy malý kroutící moment a rozdíl rozměru mezi hřídelem motorem a drážkováním hřídelem není velký tak je zvolena trubková spojka.

4.3.3.4.1 Návrh a výpočet trubkovou spojku pro polohu k navíjení.



Obr. 30 Mechanické spojení mezi hřídelem motoru a drážkovaným hřídelem pro polohu navíjení.

Hřídel motoru (5) je připojen s drážkovaným hřídelem pomocí trubky (13) a trubkové spojky (6), a tím přenáší kroutící moment z hřídele motoru na drážkovaný hřídel perem (4) a (3). Šroub (14) zamezí axiálnímu bohybu trubkové spojky (6) vůči hřídeli motoru (5).

Tab. 4 popis prvků obr. 30

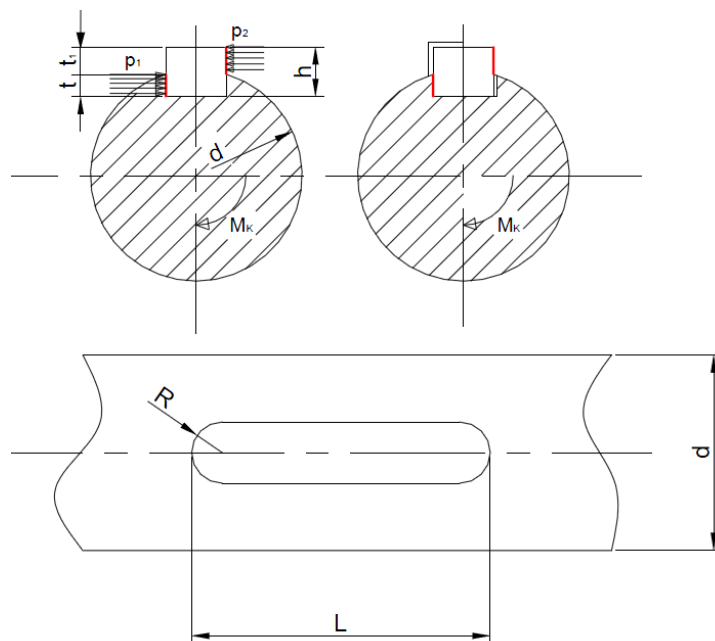
Popis prvků obr. 30	
1	Motor
2	Konzola
3	Pero 6e7x6x20 ČSN 02 2562
4	Pero 4e7x4x16 ČSN 02 2562
5	Hřídel motoru
6	Trubková spojka
7	Drážkování hřídel
8	Hnací spojka
9	Pojistný kroužek pro hřídele
10	Ložisko
11	Pouzdro
12	Šroub M5x20 ISO 4762
13	Redukce
14	Šroub M3x5 ISO 4762
15	Distanční kroužek

4.3.3.4.1.1 Pevnostní kontrola pera (4) mezi hřídelem motoru a redukcí.

Parametry pera: $b = 4[\text{mm}]$, $h = 4[\text{mm}]$, $t = 2,4[\text{mm}]$, $t_1 = 1,6[\text{mm}]$, $l = 16[\text{mm}]$,
 $p_D = 80[\text{MPa}]$

Kontrola pera na otláčení :

V pevnostním výpočtu se předpokládá, že tlaky p_1 a p_2 jsou na kontaktních plachách rozloženy rovnoměrně (viz obr. 31).



Obr. 31 Kontrola pera na otlačení

Pevnostní kontrola se provádí s ohledem na otlačení z podmínky:

$$p_1 = \frac{F_1}{S_1} = \frac{F_1}{l * t} \leq p_D$$

$$F_1 = \frac{M_K}{\frac{d}{2} - \frac{t}{2}} = \frac{2 * M_K}{d} = \frac{2 * 2400}{11} = 436,36 [N]$$

$$\Rightarrow p_1 = \frac{436,36}{16 * 2,4} = 11,36 [MPa] \leq p_D \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

4.3.3.4.1.2 Pevnostní kontrola pera (3) mezi redukcí a trubkovou spojkou.

Parametry pera: $b = 6 [mm]$, $h = 6 [mm]$, $t = 3,5 [mm]$, $t_1 = 2,5 [mm]$, $l = 26 [mm]$,
 $p_D = 80 [MPa]$

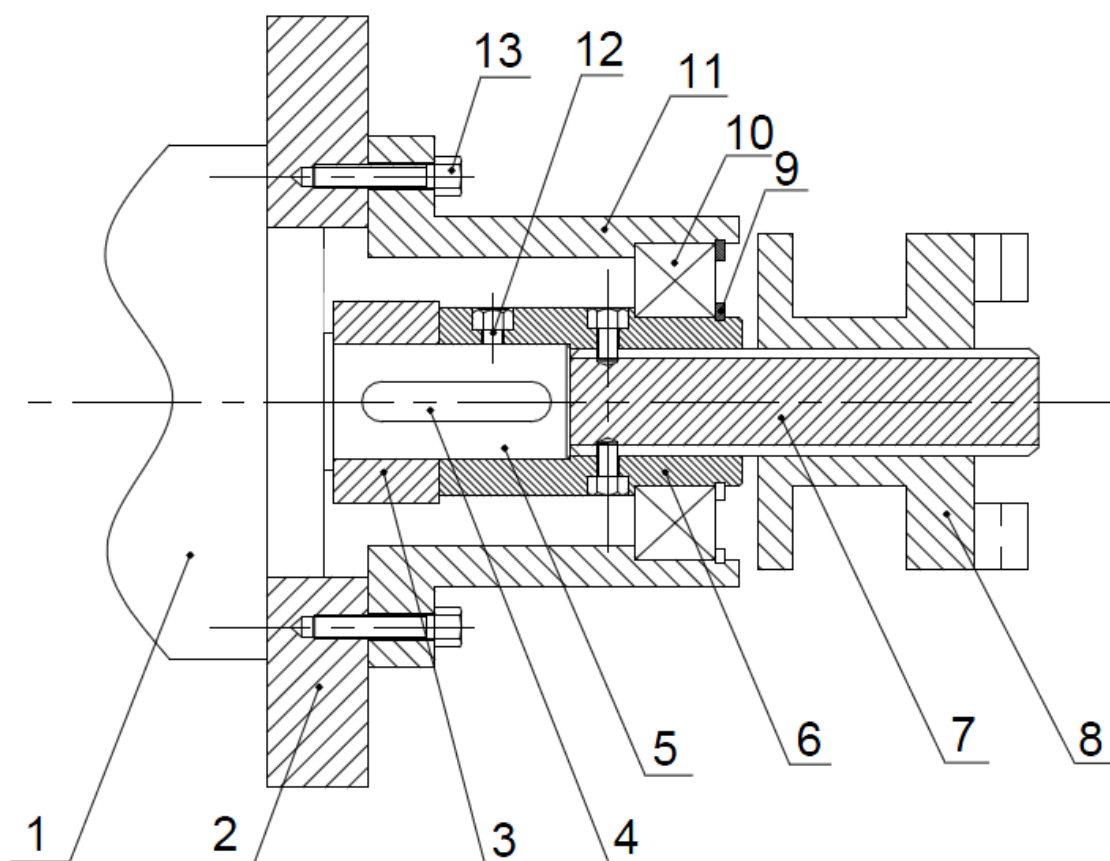
Pevnostní kontrola se provádí s ohledem na otlačení z podmínky:

$$p_1 = \frac{F_1}{S_1} = \frac{F_1}{l * t} \leq p_D$$

$$F_1 = \frac{M_K}{\frac{d}{2} - \frac{t}{2}} = \frac{2 * M_K}{d} = \frac{2 * 2400}{20} = 240[N]$$

$$\Rightarrow p_1 = \frac{240}{26 * 3,5} = 3[MPa] \leq p_D \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

4.3.3.4.2 Návrh a výpočet trubkové spojky pro polohu k lisování a sušení.



Obr. 32 Mechanické spojení mezi hřídelem motoru a drážkovým hřídelem pro polohu lisování a sušení.

Tab. 5 popis prvků obr. 32

Popis prvků obr. 32	
1	Motor
2	Konzola
3	Distance
4	Pero 5e7x5x25 ČSN 02 2562
5	Hřídel motoru

6	Trubková spojka
7	Drážkování hřídel
8	Hnací spojka
9	Pojistný kroužek pro hřídele
10	Ložisko
11	Pouzdro
12	Sřoub M3x5 ISO 4762
13	Sřoub M5x20 ISO 4762

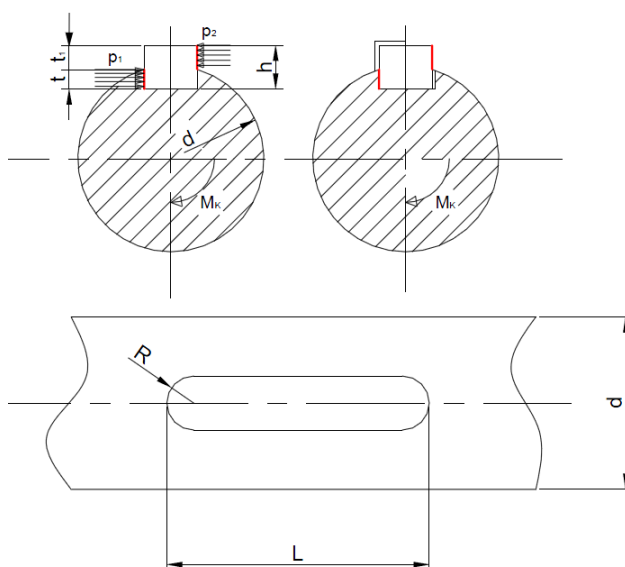
Pevnostní kontrola pera (4)

Parametry pera: $b = 5[\text{mm}]$, $h = 5[\text{mm}]$, $t = 2,9[\text{mm}]$, $t_1 = 2,1[\text{mm}]$, $l = 25[\text{mm}]$,

$$p_D = 80[\text{MPa}]$$

Kontrola pera na otláčení :

V pevnostním výpočtu se předpokládá, že tlaky p_1 a p_2 jsou na kontaktních plachách rozloženy rovnoměrně.



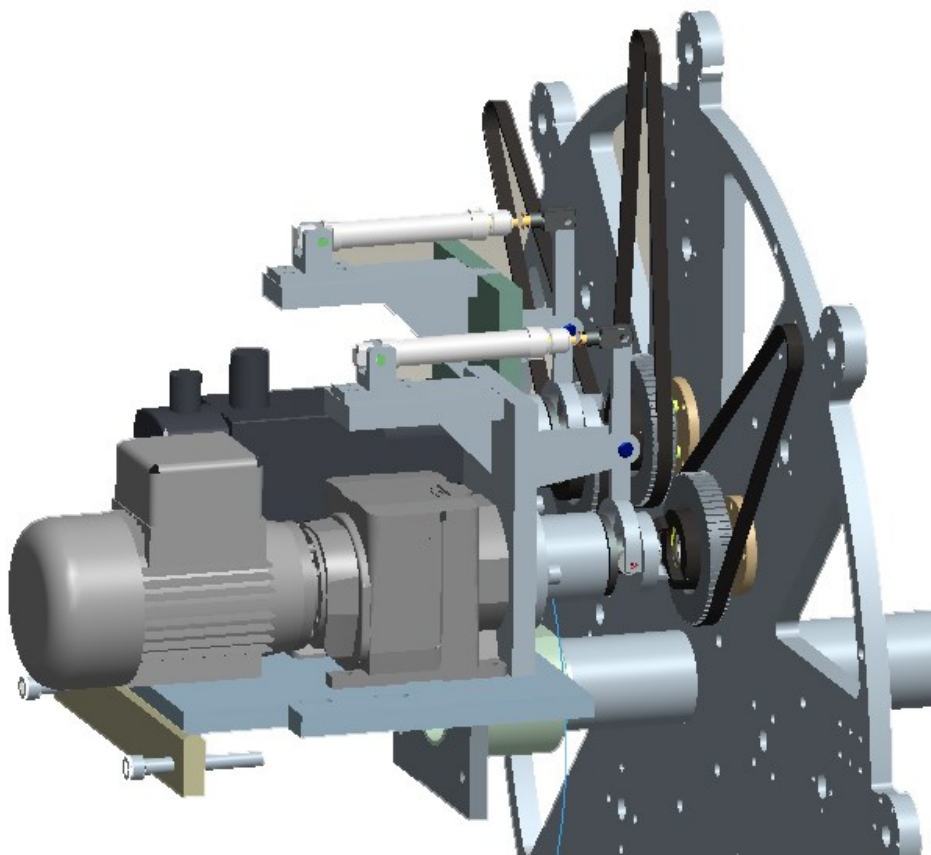
Obr. 33 Tlaková síla působí na pera

Pevnostní kontrola se provádí s ohledem na otláčení z podmínky:

$$p_1 = \frac{F_1}{S_1} = \frac{F_1}{l * t} \leq p_D$$

$$F_1 = \frac{M_K}{\frac{d}{2} - \frac{t}{2}} = \frac{2 * M_K}{d} = \frac{2 * 30000}{17} = 3529[N]$$

$$\Rightarrow p_1 = \frac{3529}{25 * 2,9} = 49[MPa] \leq p_D \Rightarrow \text{vyhovuje}$$



Obr. 34 Modelové schéma výsuvných mechanismů bez rámu, polohy při navíjení a sušení.

5 Závěr

V úvodu bakalářské práce byla zpracována rešerš typů spojek a jejich ovládacích zařízení.

Hlavní část práce byla zaměřena na návrh variant vhodné spojky pro pohon vřeten modelu navíjecího automatu pro samonosné spodní cívek. Byla vybrána variant výsuvní zubové spojky s pneumatickým vysouvacím mechanismem, která byla namodelována v programu Pro/Engineer pro dva pohony ve dvou polohách automatu. Jeden pohon s řízeným motorem je určen pro navíjení cívek na vřetena, druhý pohon je s převodovým motorem a je určen pro otáčení z lisovaných cívek počas mikrovlnní fixace a sušení cívek.

Pro obě varianty pohonu a vysouvacího mechanismu byla z navrženého modelu zpracována výrobní dokumentace. U jednotlivých funkčních dílů spojek byly výpočtem provedeny pevnostní kontroly.

Seznam použité literatury

- [1] B. Chvála, R. Matička, J. Talácko: Průmyslové roboty a manipulátory.
- [2] Katalogy pneumatických, hydraulických prvků a elektrických snímačů (FESTO, SMC, BOSCH, MISUMI, a další)
- [3] Katalogy ke stažení firmy T.E.A. TECHNIK s.r.o.

Internetové zdroje

- [1] <http://www.teatechnik.cz>